

PUB-NO: DE004231690A1

DOCUMENT-IDENTIFIER: DE **4231690** A1

TITLE: Tuner gear pump with outer gear rotor in housing - has
outer rotor fixing, bearing, and positioning members
providing movement freedom and positioning for outer
rotor

PUBN-DATE: March 24, 1994

INVENTOR-INFORMATION:

| | |
|----------------|---------|
| NAME | COUNTRY |
| SCHOPF, WALTER | DE |

ASSIGNEE-INFORMATION:

| | |
|---------------|---------|
| NAME | COUNTRY |
| SCHOPF WALTER | DE |

APPL-NO: DE04231690

APPL-DATE: September 22, 1992

PRIORITY-DATA: DE04231690A (September 22, 1992)

INT-CL (IPC): F04C002/10

EUR-CL (EPC): F04C015/04 ; F16N013/20

ABSTRACT:

The inner rotor member with eccentric outer rotor (5) with inner toothing. The latter has more teeth than the inner rotor (3). The toothing geometry of both rotors ensures sealing tooth contact. Between the expanding intermediate tooth spacer is an inlet, while the outlet is located between the compressing tooth spacer. The inner rotor on fixed rotary axis is coupled to IC engine drive shaft. The outer rotor has fixing, bearing, and positioning members (7,11,19,14,3), which ensures its movement freedom and positioning with constant eccentricity between the inner and outer rotors. Thus the rotor positions can be varied w.r.t. the inlet (9) and outlet duct (10) in the pump housing (6). USE/ADVANTAGE - For car engine oil pumps, automatic boxes. Continuously variable transmissions, with facility for delivery vol. variation.



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑩ DE 42 31 690 A 1

⑤ Int. Cl. 5:
F04 C 2/10

⑳ Aktenzeichen: P 42 31 690.1
㉑ Anmeldetag: 22. 9. 92
㉒ Offenlegungstag: 24. 3. 94

DE 42 31 690 A 1

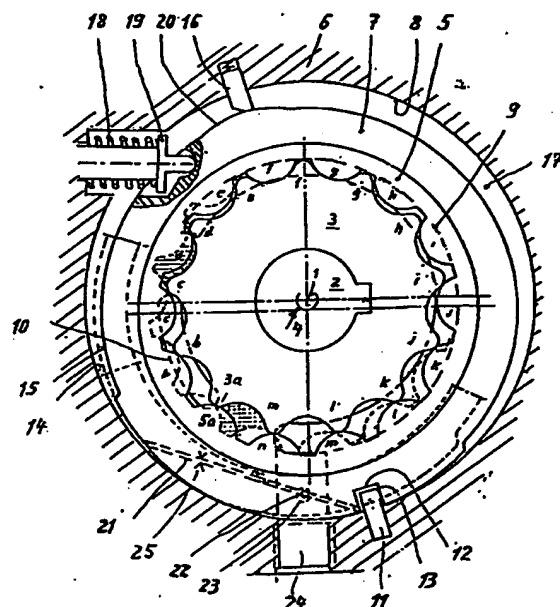
㉓ Anmelder:
Schopf, Walter, 61440 Oberursel, DE

㉔ Erfinder:
gleich Anmelder

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Innenzahnradpumpe mit variierbarer Förderleistung

⑤7 Vorliegende Erfindung ermöglicht die Erweiterung bewährter, einfacher, fester Innenzahnradpumpen zu in ihren Förderleistungen variablen Ausführungen. Damit wird besonders den Anforderungen des Mobilantriebes mit seinen stark unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen und breitem Druckmittelbedarfsspektrum entsprochen. Sie ist vorrangig zur Schmierölversorgung von KFZ-Verbrennungsmotoren und der Druck-, Schmier- und Kühlmittelversorgung von Getriebeschaltautomaten und CVT-Antriebskonzeptionen bestimmt. Die Lösung besteht darin, daß der innenverzahnte Außenrotor im Pumpengehäuse so schwenkbar ausgeführt ist, daß bei gleichbleibender Exzentrizität zwischen den Rotoren die Kompressionsvolumina der Zahnzwischenräume im Bereich der den Förderstrom erfassenden Abflußbasis und somit die spezifische Förderung variiert wird. Eine weitere Variante besteht darin, daß bei festen Rotorzuordnungen die Abflußbasis durch zweckentsprechende Einrichtungen in Zonen unterschiedlicher Kompressionsaktivität verlagert werden kann.



DE 42 31 690 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Beschreibung

Vorliegende Erfindung betrifft eine Hydraulikpumpe nach der in den Oberbegriffen beschriebenen Gattung.

Haupteinsatzgebiet dieser weitgehend als Niederdruckpumpen bewährten Pumpengattung sind KFZ-Brennkraftmaschinen, aber auch ähnlichen Einsatzbedingungen und Anforderungen unterliegenden Einsatzgebieten, wie Getriebebeschaltautomaten und CVT-Antriebskonzeptionen mit relativ niedrigen Betriebsdrücken können damit vorteilhaft versorgt werden.

Beim bevorzugten Einsatz als Schmierölversorgung von Brennkraftmaschinen liegt die bekannte Anforderung vor, daß besonders beim Start — häufig unter besonders ungünstigen Kaltstartbedingungen — also bereits bei niedriger Drehzahl und zähem Öl eine ausreichende und sichere Schmierölversorgung vorliegen muß.

Daher müssen solche Pumpenaggregate reichlich dimensioniert sein. Dies führt in oberen Drehzahlbereichen zu erheblichem Förderüberschuß und somit zu Antriebsverlusten. Überdies steigen in solchen Betriebsbereichen mengenbedingt die Staudrücke in den damit versorgten Verbrauchersystemen und somit abermals die Verluste. Näheres zu der Problematik dieses Einsatzfalles beschreibt der Aufsatz in Tribologie + Schmiertechnik 4/86 "Untersuchung von Maßnahmen zur Verminderung der Ölpumpenleistung von PKW-Motoren". Demnach kann herkömmlicherweise z. B. die Pumpenleistungsaufnahme bis 4 kW betragen! Weiterer Literaturhinweis zu dieser Problematik:

"Simulation eines Ölverteilersystems in einen Verbrennungsmotor" in Tribologie + Schmiertechnik 6/87.

Da der Hauptanteil der Antriebsverluste dieses aus Kostengründen hauptsächlich als Konstantpumpe ausgeführten Nebenaggregates durch Überschußproduktion zustande kommt, bringt es wenig, hochwertige Pumpen mit gutem Wirkungsgrad einzusetzen bzw. anzustreben. Vielmehr kann eine dem Bedarf anpaßbare, im Wirkungsgrad zwar minderwertigere Pumpe, im Gesamtenergiekonzept aber wesentlich vorteilhafter sein. Handelsübliche Regelpumpen scheiden für diesen Einsatzfall, der druckmäßig relativ niedrige Anforderungen stellt, aus Kostengründen weitgehend aus.

Andererseits liegen des weiteren in diesem Einsatzfall spezielle, nicht von allen Pumpenarten erfüllbare Anforderungen, wie z. B. Schnellaufverträglichkeit und geringe Baulänge, vor.

Bei der Druckmittelversorgung von Getriebebeschaltautomaten liegen ähnliche Randbedingungen und Probleme vor. Hierzu sei z. B. auf "Hydraulik in automatischen Getrieben", Ölhydraulik und Pneumatik Nr. 11/89 verwiesen.

Beim weiteren Einsatzgebiet, dem CVT, wird neben dessen Funktion besonders die Wirtschaftlichkeit solcher zukunftsorientierter Antriebssysteme durch eine mehr oder weniger ökonomische Druckmittelversorgung bestimmt, da:

- einerseits bei niedrigen (den untersten) Betriebsdrehzahlen bereits eine ausreichende, ja sogar die höchste Pumpenförderung erwartet wird;
- andererseits bei hohen Drehzahlen bei festen Pumpenstufen zwangsläufig hohe Pumpenantriebsverluste und ferner noch indirekt aufgrund erhöhter Staudrücke zu hohe Anpressungen und somit höhere Getriebeverluste auftreten;
- ferner muß die erforderliche Pumpenförderleistung, die im wesentlichen von der Getriebeüber-

setzung bestimmt wird, auch auf die von Fall zu Fall unterschiedlichen Laufzeit- und temperaturabhängigen Leckagen abgestimmt sein.

Nähere Angaben über diese Einsatzbedingungen und Problematiken mit den stark unterschiedlichen Versorungsbedürfnissen im CVT beinhalten z. B.:

- "Anforderungen an die Druckölversorgung hydraulisch gesteuerter CVT-Getriebe", Antriebs-technik Nr. 8/87,
- "Drehzahlvariable Antriebe, Stufenlose Getriebe für Industrie und KFZ", VDI-Berichte 803 über Tagung in Mannheim am 25./26.4.1990, insbesondere "CVT-Elektronische Regelung und Fahrdynamik".

Aufgabe vorliegender Erfindung ist es, für alle Einsatzfälle gleichsam, eine Innenzahnradpumpe vorliegend beschriebener Art zu schaffen, mit der das spezifische Fördervolumen variiert und somit dem sehr stark unterschiedlichen und wechselnden Versorgungsbedarf angepaßt werden kann. Dabei soll besonders auch den Forderungen des KFZ-Einsatzes — leichte und aufwandsarme Bauweise — entsprochen werden. Ferner werden einfache Lösungen für die ökonomische Versorgung unterschiedlicher Verbraucherkreise mit unterschiedlichem Druckpotential angestrebt.

Die Lösung wird durch die in den Ansprüchen und Beschreibungen angeführten Ausführungsmerkmalen erzielt.

Dazu zeigt:

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Innenzahnradpumpe im Schnitt gemäß Anspruch 1 mit einem schwenkbaren Außenrotorlagerring zur Verlagerung der Exzentrizitätsrichtung der Pumpenräder;

Fig. 2 eine Schnittdarstellung einer erfindungsgemäßen Innenzahnradpumpe mit der aus Fig. 1 übernommenen Verzahnungsgeometrie, bei der der Außenrotor nur durch hydraulische Kräfte fixiert und geschwenkt wird;

Fig. 3 eine erfindungsgemäße Innenzahnradpumpe entsprechend (Neben-)Anspruch 2 mit einem fest fixierten Außenrotor und variierbaren Abflußbasen.

Fig. 4 und 5 eine Quer- und Längsschnittdarstellung einer modifizierten Version von Fig. 1, mit einer weiteren erfindungsgemäßen Lagerung des Außenrotors durch eine topfförmige, exzentrisch zum Innenrotor verdrehbar angeordneten Lagerbasis für den Außenrotor.

Fig. 6 einen Querschnitt einer Innenzahnradpumpe gemäß des Nebenanspruchs 3.

Beschreibung

Zu Fig. 1

Punkt 1 ist die Drehachse der Antriebswelle 2, auf der das außenverzahnte Pumpenrad 3 mit seinen Zähnen 3a—3m sitzt, welches exzentrisch um den Versatz 4 vom innenverzahnten Pumpenrad 5 mit seinen Zähnen 5a—5n umschlossen wird. Beide sind im Pumpengehäuse 6 angeordnet, mit seitlich bzw. axial nicht dargestellten abdichtenden Wänden.

Herkömmlicherweise erstreckt sich der Versatz bzw. die Exzentrizität zwischen beiden Pumpenrädern 3 und 5 angenähert in Richtung der Symmetrie- und Mittellinie zwischen dem Ansaug- und Austrittskanal 9 und 10.

Radial wird der äußere Rotor 5 in einem erfindungsgemäß verschiebbaren Ring 7 gelagert, der in einem Freiraum 8 des Gehäuses 6 sitzt. Die durchgezogenen Innenkonturen des äußeren Pumpenrades 5 entsprechen einer üblichen, herkömmlichen Position. Im Gehäuse 6 erstreckt sich axial der Pumpenräder 3 und 5 zwischen den Kontaktpunkten der Zähne 3m und 5n bis 3d und 5d der Ansaugkanal 9 und zwischen den Kontaktpunkten der Zähne 3a und 5a bis 3c und 5c der Auslaßkanal 10.

Die Länge dieser Kanäle ist vorteilhafterweise so abgestimmt, daß zwischen den Saug- und Druckkanälen nur eine äußerst geringe Überdeckung vorliegt.

Der die radiale Lagerung und somit auch Positionierung des äußeren Pumpenrades 5 übernehmende Ring 7 ist in dem Freiraum 8 des Pumpengehäuses 6 um einen Fixier- und Dichtflügel 11 schwenkbar angeordnet und rollt dabei auf den Innenkonturen des Freiraumes 8 ab. Diese sich berührenden Partien sind maßlich so ausgebildet, daß die Exzentrizität 4, auf die die Verzahnung der Pumpenräder 3 und 5 abgestimmt ist, beim Ausschwenken erhalten bleibt. Hierzu ist es günstig, diese Kontakt-Kontur des Freiraumes 8 als Radius 14 von Drehachse 1 auszubilden und die des Ringes 7 ebenfalls, aber um das Maß der Exzentrizität 4 verkleinert. Auf diese Weise wird z. B. beim Ausschwenken des Ringes 7 mit Pumpenrad 5 nach links das Fördervolumen verkleinert, nach rechts in einem begrenzten Maße vergrößert.

Es ist bereits visuell erkennbar, daß in der normalen bzw. symmetrischen Exzentrizitätsstellung, die die Förderung bestimmende Differenzmenge aus den Kompressionskammer-Volumina vor dem Abflußkanal 10 zwischen den Pumpenräderrichtstellen 3a und 5a bis 3m und 5n und der Kompressionskammer nach dem Abflußkanal zwischen den Pumpenräderrichtstellen 3c und 5c mit senkrechter Schraffierung größer ist, als im ausgeschwenkten Zustand entsprechend der gestrichelten Zahnkonturdarstellung mit waagerechter Schraffur der Kompressionsvolumina.

Die jeweilige Position des Ringes 7 kann z. B. vorteilhafterweise durch den Betriebsdruck des an den Abflußkanal 10 angeschlossenen Verbrauchers bestimmt werden. Hierzu befindet sich auf der gegenüberliegenden Seite des Dicht- und Fixierflügels 11 ein weiterer Dichtflügel 16, der, vom ersten ausgehend, einen Druckraum 17 bildet, welcher vom Pumpenbetriebsdruck beaufschlagt wird. Im drucklosen bzw. druckarmen Zustand bestimmt ein mechanisches Federelement 18 über den Druckbolzen 19 eine definierte, einseitige Position entsprechend einer maximalen Förderleistung. Dieses Anpreßsystem wird vorteilhafterweise so abgestimmt, daß immer im Versorgungskreis ein ausreichend hoher Staudruck und somit eine sicherere Schmierfunktion vorliegt. Bei zunehmendem Systemdruck wird somit die Förderleistung abgeregelt und unnötige Verluste vermieden. Natürlich sind weitere bzw. andere, auch extern angesteuerte Regelsysteme möglich.

Vorteilhaft erscheint ferner:

- der Dichtfläche 20 oben am Schwenkring 7 eine Kontur derart zu geben, daß die Hubbewegung des Dichtflügels 16 beim Ausschwenken des Ringes 7 wenigstens zum Teil kompensiert wird;
- der Anlagefläche 13 des Dichtflügels 11 eine (nicht dargestellte) Kontur derart zu geben, die beim Ausschwenken des Ringes 7 größere Gleit- bzw. Radialbewegungen zwischen den Wänden 14 und 15 vermieden werden;

- den Raum, der nicht (gezielt) druckbeaufschlagten Projektionsfläche des Ringes 7 zwischen dem Dichtflügel 11 und 16 der Anlagebasis des Ringes 7 im Freiraum 8 mit Verbindungskanälen 21 und 22 zum Sauganschluß 24 hin zu entlasten;
- in diesen Verbindungskanal 21 zur Dämpfung der Verstellbewegungen eine Drosselstelle 25 anzuordnen.

Zu Fig. 2

Im Gehäuse 30 um die Achse 1 gelagert befindet sich die Welle 2 mit dem außen verzahnten Rotor 3, welcher mit dem innenverzahnten Rotor 31 nach den unter Fig. 1 beschriebenen Ausführungsweisen und Funktionen in Eingriff steht. Dieser befindet sich radial schwenkbar in einem Freiraum 32 mit Trennstegen 33, 34 die den Freiraum 32 um den Rotor 31 in druckunterschiedliche Bereiche einteilen. Im Gehäuse 30 befindet sich des weiteren ein Druckzylinder 35 mit einem Druckkolben 36, der über eine auf den Umfangskonturen des Rotors 31 abgestimmte Gleitpartie 37 den Rotor 31 waagerecht abstützt. Die aktive Seitenkraft des Rotors 31 ist hydraulischer Art und resultiert aus den auf die Innenseite des Rotors 31 im Bereich der Kompressionszonen, insbesondere am Abflußkanal 10, einwirkenden Druck des Druckmediums. Die Fixierung des Außenrotors 31 wird somit in der vertikalen Ebene der Darstellung durch die Zahnflankenanlage beider Rotoren im Bereich zwischen den Dichtflügeln 33 und 34 bewirkt, wobei die Anlagekraft von oben das Druckmedium sicherstellt.

Die untere Partie des Freiraumes ist mit einem druckarmen Potential beaufschlagt oder z. B. mit dem Saugkanal 9 verbunden. Der jeweilige Schwenkpunkt des Außenrotors 31 liegt somit auf dem Teilkreis beider Verzahnungen etwa zwischen den Dichtflügeln 33 und 34. Der Mittel- und Drehpunkt dem Außenrotors 31 liegt dabei stellungsabhängig in etwa auf der Linienführung 40. Die unterschiedlichen Außenrotorpositionen bewirken als angestrebten Nutzeffekt unterschiedliche Kompressionsvolumina und somit Förderverhältnisse, etwa wie durch unterschiedliche Schraffuren dargestellt (aus Fig. 1 übernommen). Diese fördermengenbestimmende Seitenposition des Außenringes 31 wird vorteilhafterweise durch einen extern gesteuerten bzw. positionierten Steuerkolben 41 bewirkt, welcher im Stellkolben 36 sitzt und über eine Steuerkante die Stellkolbenposition bestimmt.

Damit läßt sich die bewährte Pumpengattung der Innenzahnradpumpe auf relativ einfache Weise in eine Verstellpumpenversion abwandeln. Außer der externen bzw. Fremdansteuerung des Stellkolbens 41 sind andere Verstellstrategien machbar. So ist z. B. eine positionsbestimmende Druckbeaufschlagung des Außenrotors 31 vorstellbar, bei der durch einen konstanten Förderdruck, z. B. für Getriebebeschaltautomaten oder eine druckkonstante Schmierölförderung für den Verbrennungsmotor, die Fördermengenregelung bewirkt wird.

Zu Fig. 3

Im Pumpengehäuse 50 sind nach herkömmlicher Art um seine Drehachse 1 der außenverzahnte Rotor 3 sowie in einer dazu exzentrischen Lagerbasis 51 der innenverzahnte Rotor 52 gelagert. Die Verzahnungen entsprechen der in den Oberbegriffen beschriebenen Art. Ein ringförmiger Ansaugkanal 53 erstreckt sich ringsum

im Bereich der Expansionszone. Im Kompensationsbereich ist ein Abfluß-Ringkanal 54 als Führungskanal für eine darin in Umfangsrichtung verschiebbare Trennkulisse 55 ausgebildet, welche einen Abflußschlitz 56 aufweist, durch den das Druckmedium über einen im Pumpengehäuse 50 angebrachten Kanal 57 einem Versorgungskreis zugeführt wird. Die in Umfangsrichtung sich erstreckende Öffnung 56 und die stirnseitigen Dichtpartien der Trennkulisse 55 sind maßlich so zur Verzahnung abgestimmt, daß Kompressions-Abfluß- und Saugbasen weitgehend getrennt werden, ohne andererseits schädliche Überdeckungen mit übermäßigen Komprimiereffekten in Kauf nehmen zu müssen. Durch Verschieben der Trennkulisse 55 wird der Abfluß 56 in unterschiedlich aktive Kompressionsbereich positioniert und somit die Pumpennutzförderleistung variierbar gestaltet.

Im vorliegenden Ausführungsbeispiel sind die vor und nach der Trennkulisse befindlichen Räume der Nut 54 der Saugbasis zugeordnet. Als Modifikation dieses Mengenregelprinzips sind weitere abgewandelte Trennsysteme für den Kompressionsbereich möglich, z. B. mit mehreren Abflußbasen in der Kulisse gemäß den Öffnungen 56, 57 oder mit Abflüssen vor und hinter der Trennkulisse, indem diese nur einer Trennung und zur variierbaren Aufteilung eines festliegenden Abflußbereiches dient.

Als eine weitere vorteilhafte Variante einer erfindungsgemäßen Lösung der in den Oberbegriffen beschriebenen Pumpengattung kann die Kombination der Ausführungsweisen nach Fig. 1 und 2 mit der vorliegenden Fig. 3 sein. Damit lassen sich die spezifische Gesamtförderleistung und zusätzlich die Anteile verschiedener Förderkreise variieren.

Zu Fig. 4 und 5

Im Pumpengehäuse 60 mit Wellenachse 61 der Welle 62 des außenverzahnten Pumpenrades 63 mit seiner aus Fig. 1 übernommenen Verzahnungsgeometrie sitzt um die Exzentrizität 4 versetzt das innenverzahnte Pumpenrad 65 in einen topfförmigen Lagerflansch 66. Dieser ist mittels seines Lagerhalses 67 im Gehäuse 60 verdrehbar fixiert und kann beispielsweise über Verstellhebel 68 durch ein nicht dargestelltes, extern angesteuertes Stellorgan so betätigt werden, daß unterschiedlich aktive Kompressionszonen der Verzahnungszwischenräume den Abflußkanal 70 zugeordnet werden. Der über die Anfangs- und Endzone des Kompressionsbereiches, sowie gänzlich über den Expansionsbereich sich erstreckende Ansaugkanal 69 ist über Kanal 71 und Verschraubungsbohrung 72 mit dem Saugsystem verbunden, wogegen der ortsfeste Abflußkanal 70 über die Verschraubungsbohrung 73 mit dem Verbraucherkreis in Verbindung steht. Freiraum 73 ist zum Ausgleich der axialen Druckbeaufschlagung des Lagerflansches 66 bevorzugt mit einem auf der Pumpenkopfplattenseite herrschenden Druckpotential verbunden.

Eine nicht dargestellte Modifizierung kann darin bestehen, daß in der Kopfplatte 60b mehrere, verschiedenen Versorgungskreisen mit unterschiedlichen Betriebsdrücken zugeordnete Abflußkanäle angeordnet sind. Vorteilhaft hierzu können hydraulische Schalt- und Ventileinrichtungen sein, die bei besonders hohem Versorgungsbedarf im Versorgungskreis der CVT-Anpreß- und Verstelleinrichtung die Förderung der ersten Pumpenstufe mit dem ansonsten niedrigeren Druck zu diesem Versorgungskreis leiten.

Zu Fig. 6

Im Pumpengehäuse sitzt konzentrisch um seine Drehachse 81 auf der Pumpenwelle 82 mit der nach Fig. 1 beschriebenen Verzahnung 3a bis 3m, welche mit dem innenverzahnten Pumpenrad 85 über dessen Verzahnung 5a bis 5n im Eingriff steht, das außenverzahnte Pumpenrad 83. Das innenverzahnte Pumpenrad 85 mit seiner Exzentrizität 84 zur Pumpenwelle 82 ist durch den konzentrischen Führungs- und Strömungsteillerring 86 im Innenraum 87 des Pumpengehäuses 80 gelagert. Innenverzahntes Pumpenrad 85 weist im Fußgrund der Verzahnung radiale Strömungskanäle 88 auf, die je nach Zuordnung zu verschiedenen inneren Kanälen 89, 90, 91 diesen Führungs- und Strömungsverteillerring 86 führen. Sie sind im vorliegenden Ausführungsbeispiel als mitte im Ring 86 angeordnete Nuten ausgebildet, etwa in der Breite der als radiale Bohrungen ausgebildeten Kanäle 88. Ring 86 weist auf seiner Außenseite ebenfalls bevorzugt in der Mitte angeordnete Kanäle auf: einen mit Innenkanal 89 in Verbindung stehenden Zuflußkanal 92 der eine Verbindung zur Pumpensaugseite 93 des Pumpengehäuses herstellt, einen ersten Abflußkanal 94 der mit der Abflußverschraubungsbohrung 95 in Verbindung steht die einen Niederdruckversorgungskreis zugeordnet ist, und einen zweiten inneren Abflußkanal 91 der in einen äußeren Kanal 96 übergeht und die Abflußverschraubung 97 versorgt welche einen Hochdruckversorgungskreis zugeordnet ist. Die Teilung der radialen Kanäle 88 im Rotor 85 ist gleichmäßig, die am inneren Umfang des Ringes 86 angeordneten Kanäle sind längen- und positionsmäßig so abgestimmt und angeordnet, daß die von den Rotorverzahnungen gebildeten einzelnen Kompressions- oder Expansionsräume weitgehend jeweils nur einen Innenkanal 89, 90 oder 91 zugeordnet sind. Der in Umfangsrichtung verdrehbare Führungs- und Strömungsteillerring 86 wird durch einen aus der Öffnung 98 des Pumpengehäuses 80 ragenden Verstellbolzen 99 positioniert. Alternativ sind auch innen angeordnete, bzw. im Pumpengehäuse integrierte Verstelleinrichtungen machbar. Durch Variation der Zuordnung der erschließenden Kanäle 90 oder 91 zu den unterschiedlich aktiven Kompressionsräumen wird somit der angestrebte Nutzeffekt, ein variierbare Förderung ermöglicht.

Patentansprüche

1. Innenzahnradpumpe, bevorzugt als Schmier-, Druck- und Kühlpumpe für KFZ-Verbrennungsmotore, Getriebschaltautomaten und CVT-Getriebe, bestehend aus einem Pumpengehäuse mit einem außenverzahnten Innenrotor, der in einem dazu exzentrisch angeordneten Außenrotor mit Innenverzahnung kämmt, wobei der Außenrotor mindestens einen Zahn mehr als der Innenrotor aufweist, mit einer Verzahnungsgeometrie beider Rotoren derart, daß weitgehend alle Zähne beider Rotoren sich dichtend berühren, mit einem Zulauf im Bereich der sich expandierenden Zahnzwischenräume und einem Ablauf im Bereich sich komprimierender Zahnzwischenräume, wobei der Innenrotor, dessen Drehachse starr fixiert ist, mit der Antriebswelle des Verbrennungsmotors in Drehverbindung steht, dadurch gekennzeichnet, daß Fixier-, Lager- und Positioniereinrichtungen (7, 11, 19, 14, 3, 36) für den Außenrotor (5, 31), derart ausgebildet und angeordnet sind, daß bei weitgehend

gleichbleibender exzentrischer Zuordnung zwischen Innen- und Außenrotor dem Außenrotor (5) bzw. (31) und (65), eine Bewegungsfreiheit und Positionierungsmöglichkeit eingeräumt wird, so, daß die Verbindungslinie der Drehpunkte beider Rotoren in ihrer Zuordnung im Pumpengehäuse (6, 30), zu den festliegenden Zu- und Abflußkanälen (9 und 10), variiert werden kann.

2. Innenzahnradpumpe, bevorzugt als Schmier-, Druck- und Kühllölpumpe für KFZ-Verbrennungsmotore, Getriebeschaltautomaten und CVT-Getriebe, bestehend aus einem Pumpengehäuse mit einem außenverzahnten Innenrotor, der in einem dazu exzentrisch angeordneten Außenrotor mit Innenverzahnung kämmt, wobei der Außenrotor mindestens einen Zahn mehr als der Innenrotor aufweist, mit einer Verzahnungsgeometrie beider Rotoren derart, daß weitgehend alle Zähne beider Rotoren sich dichtend berühren, mit einem Zulauf im Bereich der sich expandierenden Zahnzwischenräume und einem Ablauf im Bereich sich komprimierender Zahnzwischenräume, wobei der Innenrotor, dessen Drehachse starr fixiert ist, mit der Antriebswelle des Verbrennungsmotors in Drehverbindung steht, dadurch gekennzeichnet, daß im Bereich der Kompressionszone an der Abflußbasis verstellbare hydraulische Leiteinrichtungen (55) angeordnet sind, die den Abfluß in mehrere Kreise unterteilen, oder den Abflußkanal selbst in unterschiedlich aktive Kompressionsbereiche verlegen.

3. Innenzahnradpumpe, bevorzugt als Schmier-, Druck- und Kühllölpumpe für KFZ-Verbrennungsmotore, Getriebeschaltautomaten und CVT-Getriebe, bestehend aus einem Pumpengehäuse mit einem außenverzahnten Innenrotor, der in einem dazu exzentrisch angeordneten Außenrotor mit Innenverzahnung kämmt, wobei der Außenrotor mindestens einen Zahn mehr als der Innenrotor aufweist und im Fußgrund der Verzahnung radiale Strömungskanäle gleicher Teilung angeordnet sind, mit einer Verzahnungsgeometrie beider starr zugeordneter Rotoren derart, daß weitgehend alle Zähne beider Rotoren dichtend berühren, der Innenrotor mit der Antriebswelle des Verbrennungsmotors in Drehverbindung steht, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Außenrotor (85) und Gehäuseinnenwand (87) ein konzentrischer Führungs- und Strömungsteillerring (88) verdrehbar angeordnet ist, mit Verbindungskanälen (89/92, 90/94, 91/96), zwischen den radialen Strömungskanälen (88) im Außenrotor (85) sowohl zur Ansaugbasis (93), als auch zu ein oder mehreren Abflußbasen (95, 97) mit einer Verstelleinrichtung (85).

4. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zur Fixierung des Außenrotors (5) im Pumpengehäuse (6) eine in der Ebene der Rotoren (3, 5) verschiebbare Lagerung (7) angeordnet ist.

5. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung aus einem Lagerring (7) besteht, der in einem Freiraum (8) des Pumpengehäuses (6) anliegend angeordnet ist, wobei die anliegenden Konturen des Pumpengehäuses (6) und des Lagerringes (7) so ausgebildet und aufeinander abgestimmt sind, daß bei einer Verschiebewegung des Lagerringes (7) seine Exzentrizität zum Innenrotor (3) erhalten bleibt und die Lage der Verbindungslinie der Drehpunkte beider Roto-

ren (3) und (5) zu den Zu- und Abflußkanälen (9) und (10) verändert wird.

6. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 4 und 5 dadurch gekennzeichnet, daß der Lagerring (7) zumindest im Bereich seiner Gehäuseanlage aus einem konzentrischen Ringgebilde besteht, die Innenkontur (14) des Freiraumes (8) zumindest im Bereich der Anlage des Lagerringes (7) in Radiusform um den Drehpunkt (1) des Innenrotors (3) ausgebildet ist, wobei der Radius des Freiraumes weitgehend dem Radius des Lagerringes (7) plus der Exzentrizität (4) beider Rotoren beträgt.

7. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 4, 5 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß im Bereich der engsten Verzahnungszuordnung (3f, 5f), beider Rotoren (3 und 5) und weitgehend gegenüber an der Anlagebasis von Lagerring (7) und Gehäusekontur (14) Dichtungselemente (11 und 16) um den Lagerring (7) angeordnet sind, die einen Druckraum (17) bilden, der mit einem druckführenden Fördermedium beaufschlagt wird.

8. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 2, 3 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß dem schwenkbaren Lagerring (7, 31, 86) eine hydraulische Verstelleinrichtung zugeordnet ist.

9. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 2, 3, 4 und 8, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulische Stelleinrichtung aus einem Hydraulikkolben besteht.

10. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 3 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulische Stelleinrichtung aus rings um den Lagerring (7) angeordneten einer oder mehrerer Druckkammern besteht.

11. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Außenrotor (31) in seiner Ebene ohne besondere mechanisch fester Lagerung beweglich in einem Freiraum (32) des Pumpengehäuses (30) angeordnet ist, auf seiner Außenseite im Bereich einer radial anliegenden Verzahnungsstrecke (3f-31f, 31g) sich eine kraftschlüssige Anpreß- oder Positionierungseinrichtung befindet, ferner eine weitere weitgehend quer zur ersten wirkende Schwenk- und Positionierungseinrichtung (19, 36) angeordnet ist.

12. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1 und 11, dadurch gekennzeichnet, daß die angenähert in Richtung der Rotorexzentrizität wirkende Anpreßeinrichtung aus einem, den Außenrotor (31) z. T. umschließenden Druckraum besteht, welcher beispielsweise durch Dichtelemente (33, 34) gebildet wird.

13. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die weitgehend quer zur Rotorexzentrizität einwirkende Anpreß- bzw. Positionierungseinrichtung aus einem den Außenrotor zum Teil umschließenden Druckraum besteht.

14. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1 und 11, dadurch gekennzeichnet, daß die weitgehend quer zur Rotorexzentrizität auf den Außenrotor einwirkende Anpreß- bzw. Positionierungseinrichtung aus einem hydraulischen Stellorgan (36, 41) besteht.

15. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 11 und 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckräume um den Außenrotor (31) durch im Gehäuse (30) angeordnete Dichtlamellen gebildet werden.

16. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 2 und 4 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die mechani-

schen Stellorgane (19, 19, 36) hydraulische Druckkammern in Freiräumen (8) zu beiden Seiten von Dichtstegen (11, 16) zum Positionieren des Außenrotors (5, 31), so ausgelegt und kräftemäßig abgestimmt sind, daß eine Pumpenfördermenge eingeregelt wird, die in den Verbraucherkreis bei beliebigem Verbrauch einen weitgehend konstanten Betriebsdruck bewirkt.

17. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 2, 4 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß ihr eine externe Regel- und Steuereinrichtung zugeordnet ist, die nach einem vorbestimmten Modus die Position des Außenrotors bestimmt.

18. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die verstellbare Strömungsteilereinrichtung aus einer bogenförmigen Nut (54) besteht, in der ein in der Längsrichtung verschiebbares Trennelement (55) angeordnet ist.

19. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 2 und 18, dadurch gekennzeichnet, daß das Trennelement (55) in seiner Länge etwa dem Teilungsabstand der Verzahnungsberührungspunkte oder einem Mehrfachen davon entspricht und vor und hinter dem Trennelement von der Nut (54) ausgehend Abflußkanäle zu Versorgungskreisen angeordnet sind.

20. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 2 und 18, dadurch gekennzeichnet, daß vor dem Trennelement von der Nut (54) ausgehend ein Verbindungskanal zur Pumpensaugseite und hinter dem Trennelement ein Verbindungskanal zu einem Versorgungskreis angeordnet ist.

21. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 2 und 18, dadurch gekennzeichnet, daß das Trennelement (55) weitgehend in der Mitte eine Aussparung (56) aufweist, die über einen Abflußkanal (57) mit einem Versorgungskreis in Verbindung steht.

22. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 2, 18 und 21, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Versorgung im Druckniveau unterschiedlicher Verbraucherkreise durch verschiedene zugeordnete partielle Bereiche des Gesamtkompressionsbereiches der Pumpe der erste Abflußbereich dem Verbraucherkreis niedrigsten und der letzte Abflußbereich dem Verbraucherkreis höchsten Betriebsdruckes zugeordnet ist.

23. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagereinrichtung aus einem topfförmigen Ringgebilde (66) besteht, mit einem im Pumpengehäuse (60) drehbar gelagerten Lagerhals (67) und einen exzentrisch zu dieser Drehbasis (67) angeordneten Lagersitz (74) für den innenverzahnten Rotor (65).

24. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 4 und 23, dadurch gekennzeichnet, daß der außerhalb des Pumpengehäuses (60) am Lagerhals des topfförmigen Ringgebildes (66) ein Verstellmechanismus (68) angeordnet ist.

25. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 4 und 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Zu- und Abflußkanäle (69 und 70) in einer den topfförmigen Lagerflansch (66) abgewandten Pumpenkopfplatte (60b), an die vorzugsweise die Rotorstirnseiten dichtend anliegen, angeordnet sind.

26. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 1, 4, 23 und 25, dadurch gekennzeichnet, daß in der Kopfplatte (60b) mehrere Abflußkanäle angeordnet sind, welche zu verschiedenen Verbraucherkreisen mit bevorzugt unterschiedlichen Betriebsdrücken führen.

27. Innenzahnradpumpe nach den Ansprüchen 1, 4, 23, 25, und 26, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Abflußkanal einem Schmier- und Kühlölkreis zugeordnet ist, in der Verbindungsleitung hydraulische Schalt- und Ventileinrichtungen derart angeordnet, daß sie bei hohem Versorgungsbedarf des vom nachfolgenden Abflußkanal versorgten Verbraucherkreis — bevorzugt eine CVT-Verstell- und Anpresseinrichtung — den Zufluß zum Schmiersystem drosseln und eine Verbindung zum zweiten Verbrauchersystem herstellen.

28. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Führungs- und Strömungsteilerring (88) innen einen ersten, nur eine Kompressionskammer erschließenden Kanal (90) und einen zweiten, mehrere Kompressionskammern erschließenden Sammelkanal (91) aufweist, die über äußere, mit den inneren in Verbindung stehenden Abflußkanälen (94, 96) eine Verbindung zu den Pumpenabflußbasen (95, 96) herstellen, sowie eine über den restlichen Umfang sich erstreckenden Sammelkanal (91) besitzt, der in einen äußeren Kanal (92) übergeht, welcher wiederum mit der Pumpensaugbasis (93) in Verbindung steht.

29. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 3 und 28, dadurch gekennzeichnet, daß die Stegbreiten zwischen den inneren Kanälen (89, 90 und 91), sowie deren Teilungen im Ring (86) weitgehend den Querschnitten der radialen Kanälen (88) und deren Teilungen im Außenrotor (85) entsprechen.

30. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Förderstufe einem Niederdruck-Verbraucherkreis, bevorzugt zur Schmier- und Kühlölversorgung eines CVT zugeordnet ist.

31. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den Führungs- und Strömungsteilerring (88) und der Pumpengehäuswand (87) Rollkörper angeordnet sind.

32. Innenzahnradpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß angenähert gegenüber der Druckzone im Abflußbereich (94, 96) im Gehäuse (80, 87) Druckmedium aufnehmende Räume zur Kompensation der hydraulischen Radialkräfte angeordnet sind.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

Fig 1 *

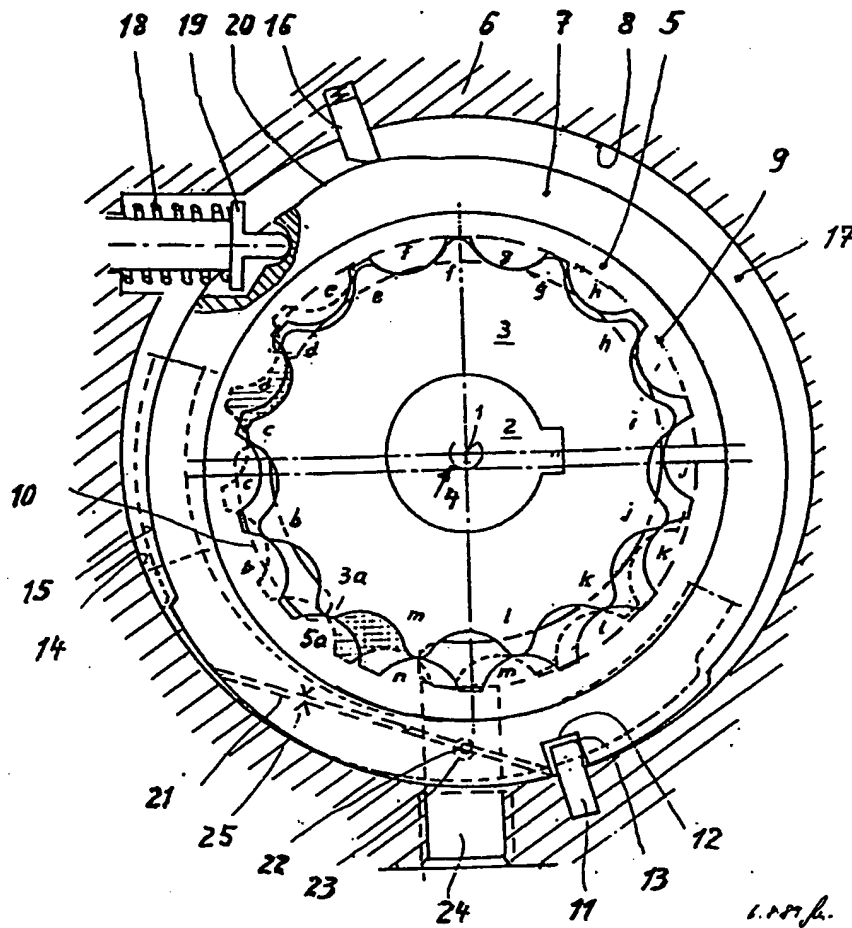


Fig. 2

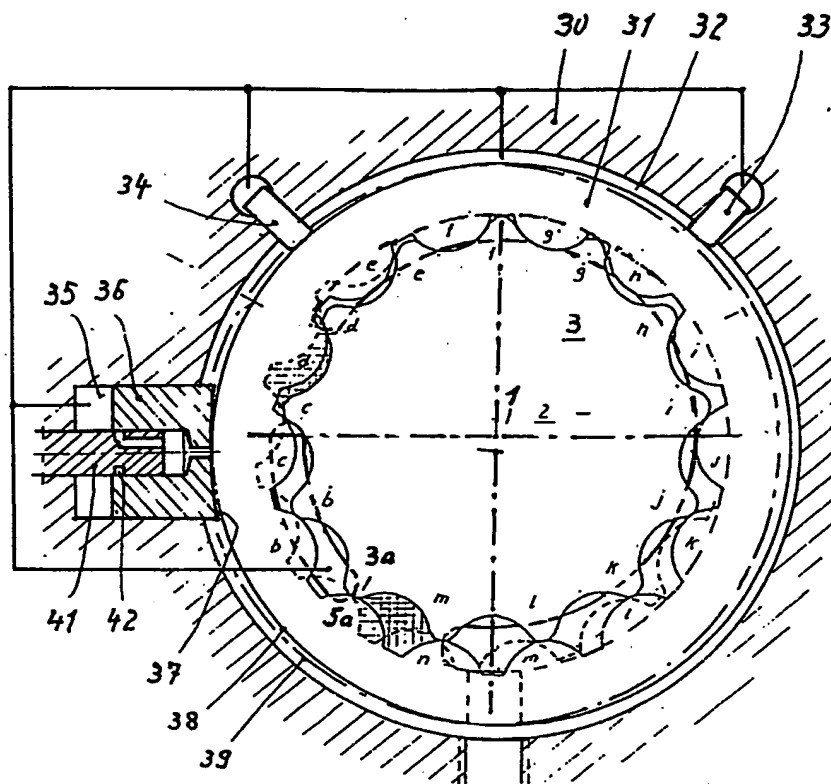
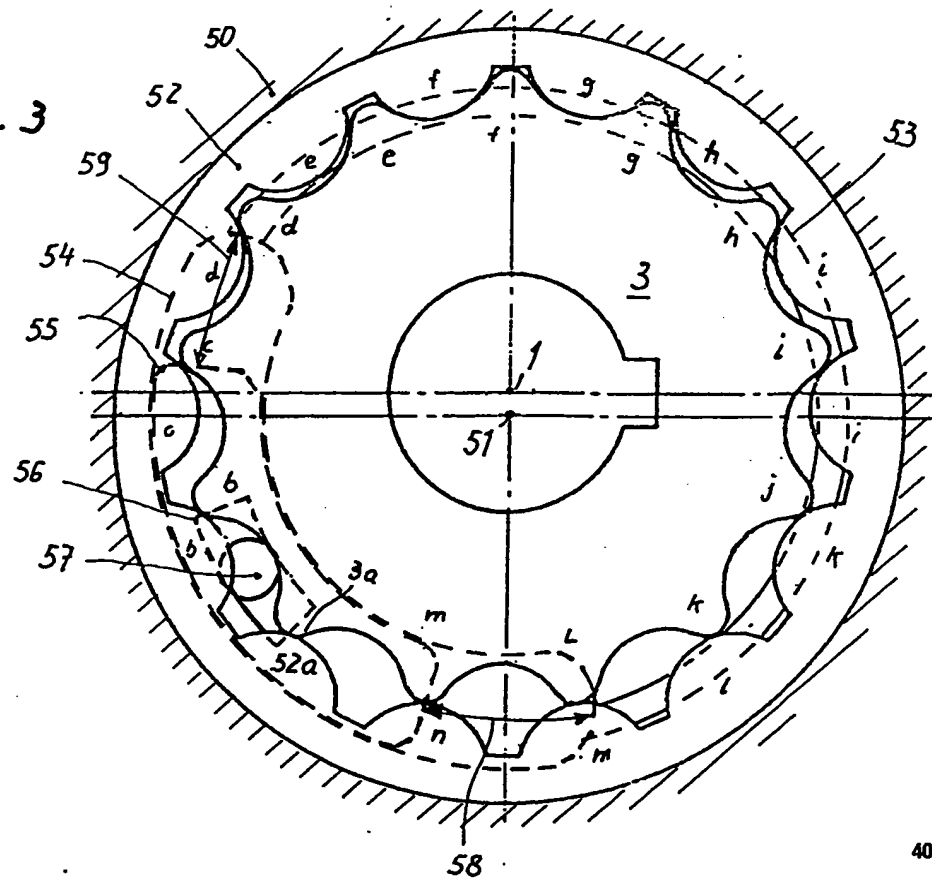


Fig. 3



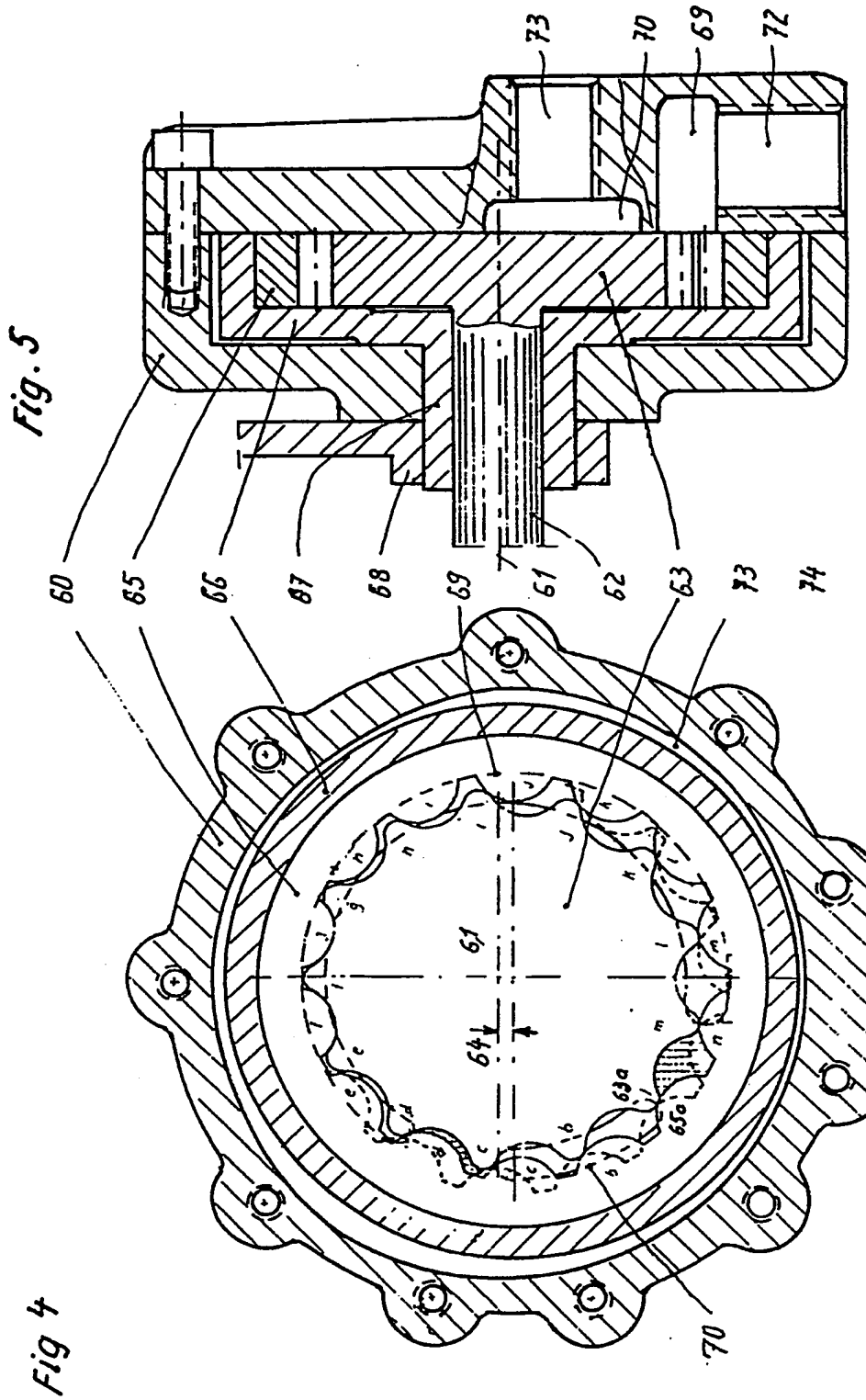


Fig. 6

